

УДК 629.114.2.073.286

ВПЛИВ ПЛАВНОСТІ ХОДУ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ НА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ТРАНСМІСІЇ

Б.І. Кальченко, проф., д.т.н., О.Ю. Ребров, доц., к.т.н.,
А.П. Кожушко, ст. викл., к.т.н., Національний технічний університет «ХПІ»

Анотація. Описано підхід до визначення залежності навантаженості трансмісії трактора типу ХТЗ-150К від рівня плавності його ходу. Наведено результати теоретичних досліджень і натурних випробувань під час руху по ґрунтовій дорозі та бруківці; на зорній стерні озимої пшениці. Визначено передавальну функцію підвіски, яка описує плавність ходу колісного трактора. Обчислено передавальну функцію трансмісії, яка ґрунтується на визначенні навантаженості вузлів трансмісії.

Ключові слова: колісний трактор, плавність ходу колісного трактора, навантаженість трансмісії, передавальна функція.

ВЛИЯНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ТРАНСМИССИИ

Б.И. Кальченко, проф., д.т.н., О.Ю. Ребров, доц., к.т.н.,
А.П. Кожушко, ст. преп., к.т.н., Национальный технический университет «ХПИ»

Аннотация. Описан подход по определению зависимости нагруженности трансмиссии трактора типа ХТЗ-150К от уровня плавности его хода. Приведены результаты теоретических исследований и натурных испытаний при движении по грунтовой дороге и булыжной дороге; на вспаханной стерне озимой пшеницы.

Ключевые слова: колесный трактор, плавность хода колесного трактора, нагруженность трансмиссии, передаточная функция.

EFFECT OF SMOOTH RUNNING OF WHEELED TRACTORS ON LOAD OF TRANSMISSION

B. Kalchenko, Prof., DSci, A. Rebrov, Assoc. Prof., PhD,
A. Kozhushko, PhD., Assist. Prof., National Technical University «KhPI»

Abstract. The article describes the approach to determining the transmission load of a tractor of KhTZ-150K type depending on the level of its running smoothness. The results of theoretical calculations and field tests of movement on the ground road at a speed of 10, 20, 30 km/h and on the boulder road at a speed of 20 and 30 km/h are given.

Key words: wheeled tractor, wheeled tractor smooth running, transmission load, transmission function.

Вступ

Під час руху трактора по польових і дорожніх нерівностях відбувається деформування шин, яке викликає додатковий опір руху і крутний момент на колесах. Для сталого режиму роботи момент, що розвивається двигуном, врівноважує постійну складову реакції зовнішнього середовища. Змінна частина

впливу як момент опору коченню, прикладений до коліс, є по відношенню до трансмісії збуренням, яке визначає коливання системи.

Дослідження динамічних навантажень у трансмісії тракторів дозволить вирішити ряд важливих практичних завдань щодо підвищення їх технічного рівня надійності й тим самим підвищить їх експлуатаційні показники і

конкурентоспроможність на внутрішньому і зовнішньому ринках. При постійній експлуатації трактора виявляється, що трансмісія має недостатній ресурс роботи. Режими навантаження визначаються внутрішніми і зовнішніми чинниками. Виявлення всього спектра навантажень на деталі трансмісії на стадії проектування є важливим науково-практичним завданням.

Аналіз публікацій

Аналіз наукових робіт, присвячених оцінюванню навантаженості трансмісії тракторів під час виконання різних технологічних операцій, показує різноплановість цих робіт [1–5]; іноді не враховується весь спектр діючих навантажень. У зв'язку з цим актуальним є дослідження питань, пов'язаних з визначенням рівня навантажень на трансмісію, викликаних роботою трактора на різних агрофонах і дорогах.

Мета і постановка завдання

Метою цієї роботи є розробка науково-практичного підходу до визначення навантаженості гідромеханічної ступінчастої трансмісії колісних тракторів типу ХТЗ-150К при впливі нерівностей дороги.

Для визначення навантаженості елементів трансмісії від нерівностей дороги необхідно вирішити такі науково-практичні завдання і знайти:

- передавальну функцію коливальної системи механічної трансмісії за допомогою опису коливальних моментів, що навантажують податливі ділянки;
- скласти диференціальні рівняння, що описують плавність ходу колісного трактора з двома ведучими мостами;
- розробити метод оцінювання впливу нерівностей доріг, використовуючи лабораторно-польові експериментальні дослідження плавності ходу, на навантаженість трансмісії трактора.

Передаюча функція трансмісії

У процесі дослідження з'ясовано, що нерівності доріг впливають на роботу трансмісії низькочастотними власними коливаннями, при цьому високочастотними власними коливаннями переважно нехтують.

На рис. 1 наведено систему, еквівалентну коливальній системі трансмісії трактора, в яку входять приведені маси та сумарна підатливість трансмісії та шин.

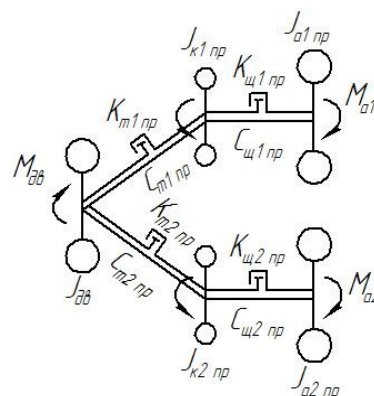


Рис. 1. Коливальна система трактора

За допомогою опису коливальних моментів, які навантажують пружні ланки коливальної системи, відбувалось обчислення навантаженості трансмісії.

Диференціальні рівняння коливальних моментів виглядають так

$$\begin{cases} \ddot{M}_{т1} + b_1 \cdot \dot{M}_{т1} + a_1 \cdot M_{т1} + b_2 \cdot \dot{M}_{т2} + \\ + a_2 \cdot M_{т2} - b_3 \cdot \dot{M}_{ш1} - a_3 \cdot M_{ш1} = a_3 \cdot M_{к1}(t); \\ \ddot{M}_{т2} + b_4 \cdot \dot{M}_{т2} + a_4 \cdot M_{т2} + b_5 \cdot \dot{M}_{т1} + \\ + a_5 \cdot M_{т1} - b_6 \cdot \dot{M}_{ш2} - a_6 \cdot M_{ш2} = a_6 \cdot M_{к2}(t); \\ \ddot{M}_{ш1} + b_7 \cdot \dot{M}_{ш1} + a_7 \cdot M_{ш1} - b_8 \cdot \dot{M}_{т1} - \\ - a_8 \cdot M_{т1} = -a_8 \cdot M_{к1}(t); \\ \ddot{M}_{ш2} + b_9 \cdot \dot{M}_{ш2} + a_9 \cdot M_{ш2} - b_{10} \cdot \dot{M}_{т2} - \\ - a_{10} \cdot M_{т2} = -a_{10} \cdot M_{к2}(t); \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{де } a_1 &= \frac{C_{т1}}{J_{дв}} + \frac{C_{т1}}{J_{к1}}; \quad a_2 = \frac{C_{т1}}{J_{дв}}; \quad a_3 = \frac{C_{т1}}{J_{к1}}; \\ a_4 &= \frac{C_{т2}}{J_{дв}} + \frac{C_{т2}}{J_{к2}}; \quad a_5 = \frac{C_{т2}}{J_{дв}}; \quad a_6 = \frac{C_{т2}}{J_{к2}}; \\ a_7 &= \frac{C_{ш1}}{J_{к1}} + \frac{C_{ш1}}{J_{а1}}; \quad a_8 = \frac{C_{ш1}}{J_{к1}}; \quad a_9 = \frac{C_{ш2}}{J_{к2}} + \frac{C_{ш2}}{J_{а2}}; \\ a_{10} &= \frac{C_{ш2}}{J_{к2}}; \quad b_1 = \frac{K_{т1}}{J_{дв}} + \frac{K_{т2}}{J_{к2}}; \quad b_2 = \frac{K_{т2} \cdot C_{т1}}{C_{т2} \cdot J_{дв}}; \\ b_3 &= \frac{K_{ш1} \cdot C_{т1}}{C_{ш1} \cdot J_{к1}}; \quad b_4 = \frac{K_{т2}}{J_{дв}} + \frac{K_{т2}}{J_{к2}}; \quad b_5 = \frac{K_{т1} \cdot C_{т2}}{C_{т1} \cdot J_{дв}}; \end{aligned}$$

$$b_6 = \frac{K_{\text{ш2}} \cdot C_{\text{т2}}}{C_{\text{ш2}} \cdot J_{\text{к2}}}; \quad b_7 = \frac{K_{\text{ш1}}}{J_{\text{к1}}} + \frac{K_{\text{ш1}}}{J_{\text{а1}}};$$

$$b_8 = \frac{K_{\text{т1}} \cdot C_{\text{ш1}}}{C_{\text{т1}} \cdot J_{\text{к1}}}; \quad b_9 = \frac{K_{\text{ш2}}}{J_{\text{к2}}} + \frac{K_{\text{ш2}}}{J_{\text{а2}}};$$

$$b_{10} = \frac{K_{\text{т2}} \cdot C_{\text{ш2}}}{C_{\text{т2}} \cdot J_{\text{к2}}}.$$

Розглядаючи вимушені коливання, на основі сформованих диференціальних рівнянь, знайдемо передаточні функції, які будуть визначені окремо при впливі на колеса переднього та заднього мостів

$$W_{M_{\text{т1}}/M_{\text{к1}}}(S) = \frac{M_{\text{т1}}(S)}{M_{\text{к1}}(S)}; \quad (2)$$

$$W_{M_{\text{т2}}/M_{\text{к1}}}(S) = \frac{M_{\text{т2}}(S)}{M_{\text{к1}}(S)}; \quad (3)$$

$$W_{M_{\text{т1}}/M_{\text{к2}}}(S) = \frac{M_{\text{т1}}(S)}{M_{\text{к2}}(S)}; \quad (4)$$

$$W_{M_{\text{т2}}/M_{\text{к2}}}(S) = \frac{M_{\text{т2}}(S)}{M_{\text{к2}}(S)}; \quad (5)$$

де $W_{M_{\text{т1}}/M_{\text{к1}}}(S)$ – передаточна функція від впливу на колеса переднього моста до моменту, що навантажує привод переднього моста;
 $W_{M_{\text{т2}}/M_{\text{к1}}}(S)$ – передаточна функція від впливу на колеса переднього моста до моменту, що навантажує привод заднього моста;
 $W_{M_{\text{т1}}/M_{\text{к2}}}(S)$ – передаточна функція від впливу на колеса заднього моста до моменту, що навантажує привод переднього моста;
 $W_{M_{\text{т2}}/M_{\text{к2}}}(S)$ – передаточна функція від впливу на колеса заднього моста до моменту, що навантажує привод заднього моста.

На основі обчислення рівнянь (1–5) отримано можливість оцінити завантаження трансмісії.

Передаточна функція підвіски

При складанні диференціальних рівнянь, що описують роботу у площинах підвіски, необхідно скласти схему розрахункової моделі трактора (рис. 2).

Для складання математичної моделі коливань досліджуваної системи скористаємося основним способом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду. Рівняння складаються для кожної маси, що входить до розрахункової системи.

Одне з рішень може бути знайдене за допомогою перетворення Лапласа, що може бути застосоване для радіального прогину шин передньої осі $f_1 = q_1(t) - y_1$ та задньої $f_2 = q_2(t) - z_2$.

Для колісного трактора типу ХТЗ з двома ведучими мостами маємо такі диференціальні рівняння коливань

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \frac{2 \cdot K_{\text{пл}}}{M_1} \cdot \dot{z}_1 + \frac{2 \cdot C_{\text{пл}}}{M_1} \cdot z_1 - \frac{2 \cdot K_{\text{пл}}}{M_1} \cdot \dot{y}_1 - \frac{2 \cdot C_{\text{пл}}}{M_1} \cdot y_1 = 0; \\ \ddot{y}_1 + \frac{(2 \cdot K_{\text{пл}} + 2 \cdot K_{\text{ш1}})}{m_1} \cdot \dot{y}_1 + \frac{(2 \cdot C_{\text{пл}} + 2 \cdot C_{\text{ш1}})}{m_1} \cdot y_1 - \\ - \frac{2 \cdot K_{\text{пл}}}{m_1} \cdot \dot{z}_1 - \frac{2 \cdot C_{\text{пл}}}{m_1} \cdot z_1 = \frac{2 \cdot K_{\text{ш1}}}{m_1} \cdot \dot{q}_1(t) + \frac{2 \cdot C_{\text{ш1}}}{m_1} \cdot q_1(t); \\ \ddot{z}_2 + \frac{2 \cdot K_{\text{ш2}}}{M_2} \cdot \dot{z}_2 + \frac{2 \cdot C_{\text{ш2}}}{M_2} \cdot z_2 = \frac{2 \cdot K_{\text{ш2}}}{M_2} \cdot \dot{q}_2(t) + \frac{2 \cdot C_{\text{ш2}}}{M_2} \cdot q_2(t). \end{cases} \quad (6)$$

Спектральні щільності моментів, що збурюють коливання у трансмісії, діють на колеса переднього та заднього мостів

$$\begin{cases} S_{M_{\text{к1}}} = f^2 \cdot r_k^2 \cdot C_{\text{шпл}}^2 \cdot |W_{f1}(iw)|^2 \cdot S_q(w); \\ S_{M_{\text{к2}}} = f^2 \cdot r_k^2 \cdot C_{\text{шпл2}}^2 \cdot |W_{f2}(iw)|^2 \cdot S_q(w), \end{cases} \quad (7)$$

де f – коефіцієнт опору коченню; r_k – радіус кочення колеса; $C_{\text{шпл}}$ – радіальна жорсткість шин колеса; $W_f(iw)$ – передаточна функція підвіски ведучого моста

$$W_f(iw) = \frac{(C_{\text{шпл}} / M)^2}{(C_{\text{шпл}} / M)^2 - w^2}, \quad (8)$$

де w – поточне значення частоти; $S_q(w)$ – спектральна щільність збурення фону.

Диференціальні рівняння (6)–(8) дозволяють описувати плавність руху колісного трактора з двома ведучими мостами.

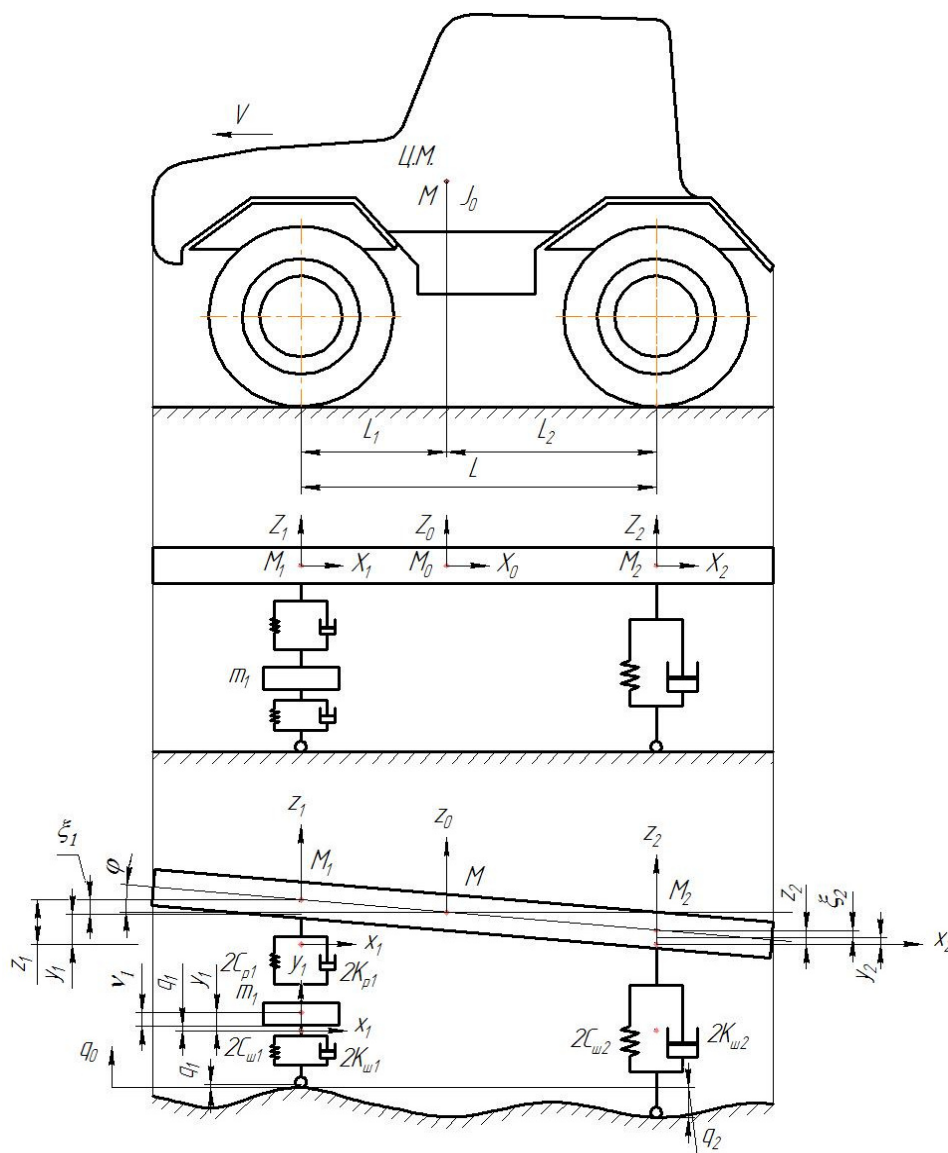


Рис. 2. Схема розрахункової моделі трактора

Перевірка запропонованого підходу до оцінювання навантаженості трансмісії

Під час проведення дослідно-конструкторських робіт з модернізації трактора ХТЗ-150К, з метою подальшого поліпшення його техніко-економічних показників, постала необхідність перевірки можливості й доцільності встановлення шин більшого діаметра і вантажопідйомності моделі 600-665 замість серійних шин моделі 530-610Р. Жорсткість шин 600-665 нижче жорсткості шин 530-610Р. Це дало можливість зробити припущення щодо анулювання ресор і амортизаторів. Теоретичні та експериментальні дослідження були проведені спільно з АТ «ХТЗ» та кафедрою автомобіле- і тракторобудування НТУ «ХП». Плавність руху оцінювали за максимальними прискореннями вертикаль-

них і поздовжньо-кутових коливань рами і вертикальних коливань на сидінні водія. Плавність ходу досліджували на фонах, характерних для тягових і транспортних робіт. Крок і висоту нерівностей було взято такими: $l = 0,7$ і $1,4$ м, $q_0 = 0,04$ м; $l = 3$ і 8 м, $q_0 = 0,06$ м. Системи диференціальних рівнянь вирішувалися спільно. Результати наведені на рис. 2–4.

На нерівностях із кроком 8 і 3 м найменший рівень вертикальних і кутових коливань остоу спостерігається у модернізованого трактора ХТЗ-150К з ресорами. Найбільші прискорення в резонансній зоні має трактор без ресор (рис. 3). На нерівностях із кроком 1,4 і 0,7 м максимальні вертикальні прискорення на рамі серійного і модернізованого тракторів є практично однаковими (рис. 4).

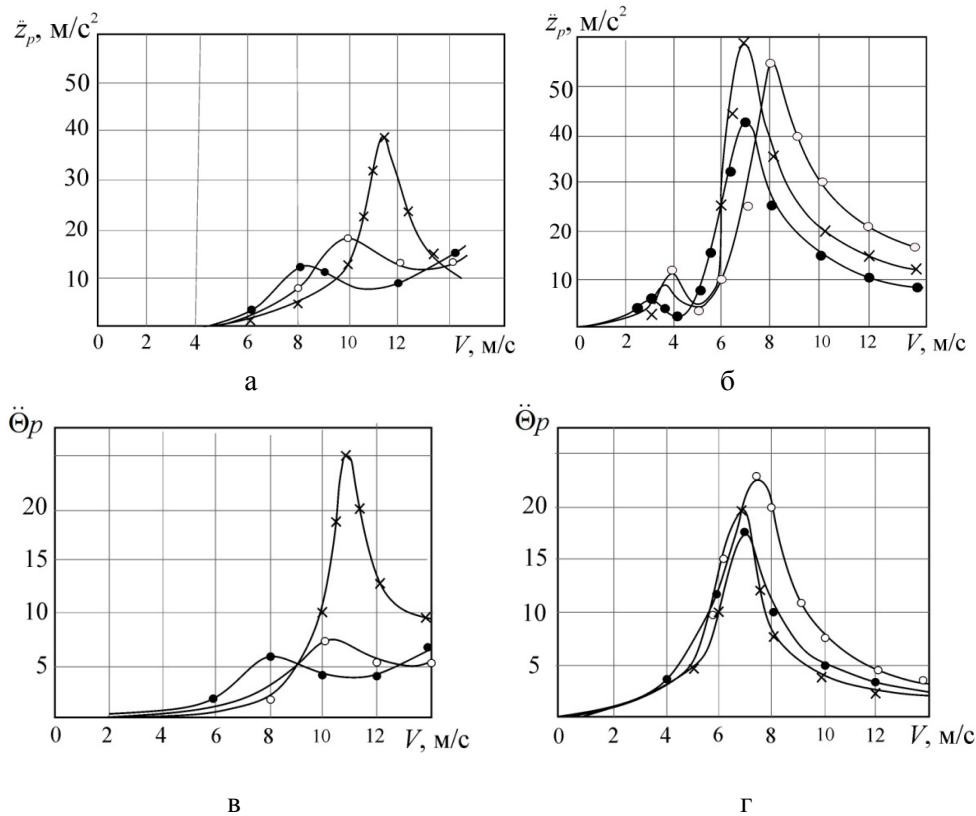


Рис. 3. Максимальні прискорення на рамі тракторів: а – вертикальні прискорення ($l=8$ м); б – вертикальні прискорення ($l=3$ м); в – поздовжньо-кутові прискорення ($l=8$ м); г – поздовжньо-кутові прискорення ($l=3$ м); \circ – ХТЗ-150К; \times – модернізований ХТЗ-150К без ресор; \bullet – модернізований ХТЗ-150К з ресорами

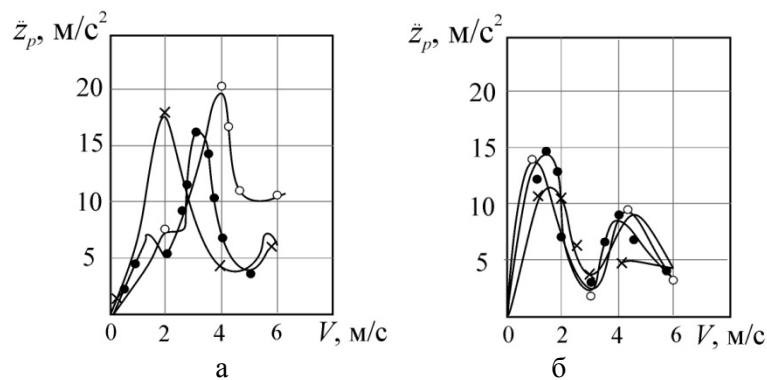


Рис. 4. Максимальні вертикальні прискорення на рамі тракторів: а – $l=1,4$ м; б – $l=0,7$ м; \circ – ХТЗ-150К; \times – модернізований ХТЗ-150К без ресор; \bullet – модернізований ХТЗ-150К з ресорами

Прискорення на сидінні водія модернізованого трактора без ресор перевищують прискорення на сидінні серійного трактора ХТЗ-150К в 1,5–2 рази, в той час як у модернізованого трактора з ресорами рівень прискорень на сидінні в 1,3–1,8 рази нижче, ніж у серійного трактора під час руху на всіх досліджуваних фонах. Це пояснюється тим, що власні частоти підвіски остова і сидіння тра-

ктора без ресор є близькими за величиною: $f_{спд} = 1,5$ Гц, $f_{спд} = 1,5–1,6$ Гц. У трактора з ресорами перша власна частота дорівнює 1,24 Гц. Діапазон збурювальних частот 1,4–2,5 Гц (рис. 5).

Експериментальні дослідження плавності ходу проводили на ґрунтовій та бетонній дорогах з використанням транспортних пере-

дач. У ході досліджень фіксували вертикальні прискорення на сидінні водія і рамі трактора над переднім і заднім мостами.

Результати експериментальних досліджень наведені на рис. 6, 7. Аналіз експериментальних даних показує, що зі зростанням швидкості руху від 14 км/год (3,9 м/с) до 29 км/год (8 м/с) на ґрунтовій дорозі середньоквадратичні прискорення на сидінні водія на серійному тракторі ХТЗ-150К змінюються від 0,16g до 0,34g, а на модернізованому тракторі без ресор – від 0,24g до 0,38g, тобто в 1,4 – 1,5 рази вище. При цьому середньоквадратичні прискорення рами над переднім мостом в обох тракторів є практично однаковими і змінюються від 0,13g до 0,36g. Прискорення рами над колесами заднього моста у серійного трактора ХТЗ-150К змінюються від 0,11g до 0,23g, а у модернізованого – від 0,1g до 0,38g. Отже, за швидкостей 14–15 км/год

прискорення над заднім мостом в обох варіантах є практично однаковими, але зі зростанням швидкості до 29 км/год прискорення рами трактора без ресор в 1,6 рази більше, ніж рами трактора з ресорами.

Під час виконання транспортних робіт на асфальтобетонній дорозі прискорення на сидінні водія на модернізованому тракторі ХТЗ-150К зі зростанням швидкості від 20 до 30 км/год змінюються від 0,19g до 0,26g, а на серійному ХТЗ-150К – від 0,14g до 0,18g. Отже, на тракторі без ресор прискорення на сидінні водія в 1,33–1,45 рази більше, ніж на серійному тракторі.

Для аналізу частотних характеристик прискорень на сидінні водія тракторів були підраховані їх кореляційні функції та спектральні щільності.

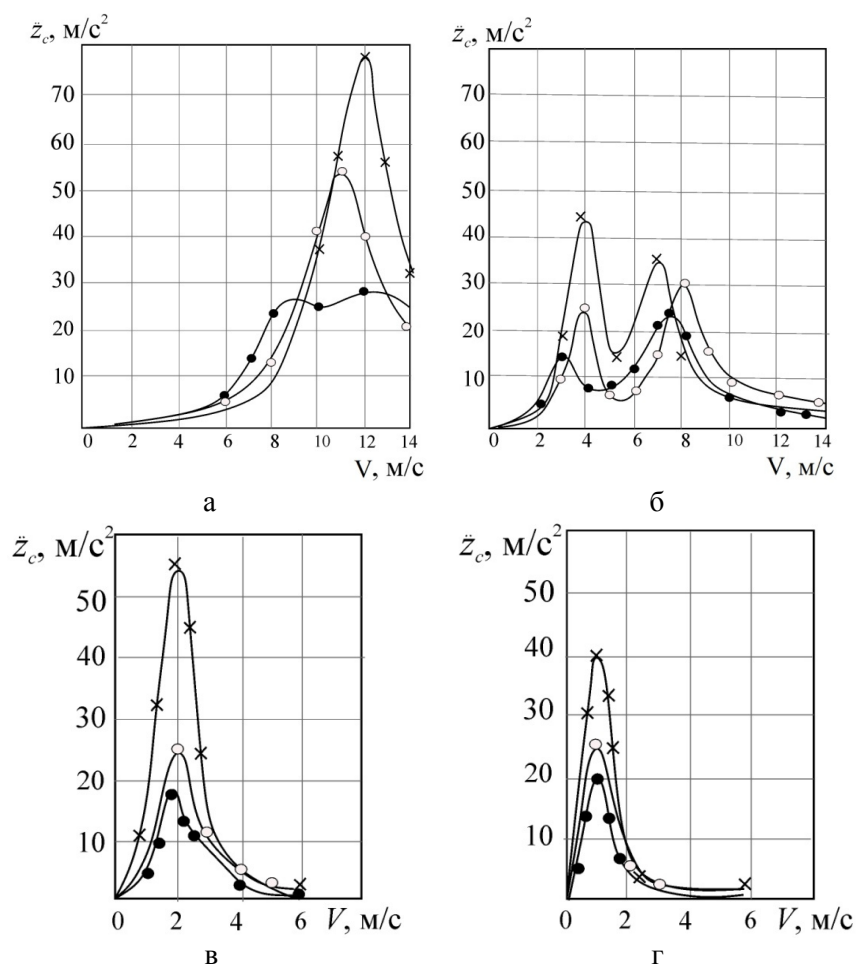


Рис. 5. Максимальні вертикальні прискорення на сидінні водія тракторів під час руху за різноманітними фонами: а – $l=8$ м; б – $l=3$ м; в – $l=1,4$ м; г – $l=0,7$ м; ○ – ХТЗ-150К; x – модернізований ХТЗ-150К без ресор; ● – модернізований ХТЗ-150К з ресорами

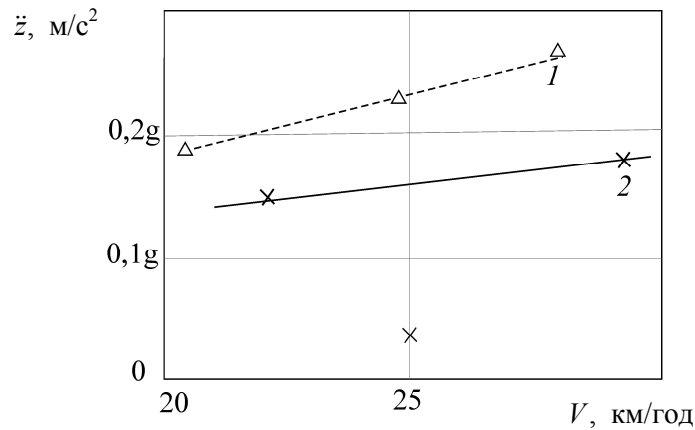


Рис. 6. Середньоквадратичне прискорення на сидінні водія тракторів із причепом ПТС-9 під час виконання транспортних робіт на асфальтобетонній дорозі: 1 – модернізований ХТЗ-150К; 2 – ХТЗ-150К

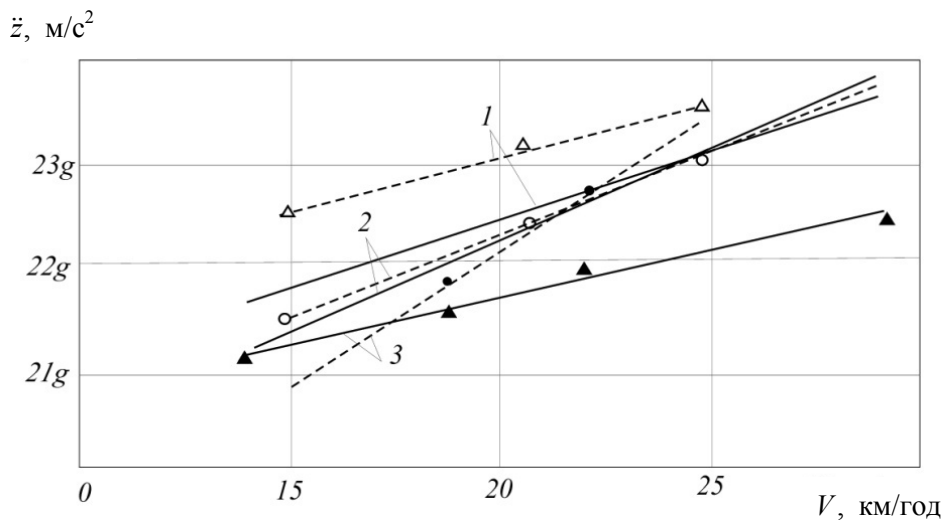


Рис. 7. Середньоквадратичне прискорення на вузлах тракторів під час виконання транспортних робіт на сухій ґрунтовій дорозі: — – ХТЗ-150К; ---- – модернізований ХТЗ-150К; 1 – сидіння водія; 2 – рама над переднім мостом; 3 – рама над заднім мостом

Аналіз кореляційних функцій показує, що в коливальному процесі має місце періодична складова, причому період її коливань практично не залежить від швидкості руху трактора і становить 0,455–0,5 с.

Аналіз спектральних щільностей вертикальних прискорень сидіння водія як стандартних, так і модернізованих тракторів ХТЗ-150К, показує, що основна частота становить 2–2,2 Гц і практично не залежить від швидкості руху трактора. У разі виконання трактором без ресор орних робіт на стерні пшениці на глибину 30 см прискорення на сидінні складало 0,16g (поверхневий шар землі на глибині 2–3 мм був мерзлим).

Висновки

Оцінка навантаженості трансмісії від впливу дороги проведена для випадку руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 10, 20, 30 км/год; по бруківці зі швидкістю 20 і 30 км/год; по зораній стерні озимої пшениці зі швидкістю 10 км/год. Дослідження показали, що найбільші навантаження сприймає трансмісія трактора під час руху по ґрунтовій дорозі зі швидкістю 20 км/год. Величина моменту, що навантажує трансмісію при роботі трактора з одним ведучим мостом, в 4 рази вище, ніж при роботі з двома ведучими мостами.

Для визначення впливу підресорювання остова трактора на навантаженість трансмісії

було розглянуто варіант трактора без ресор. Результати розрахунку показали, що за відсутності ресор у передній підвісці остова середньоквадратичне значення моменту, що навантажує піввісь, в 1,3–1,4 рази перевищує значення моменту на півосях трактора з ресорною підвіскою.

Це ще раз підкреслює істотну роль впливу коливань трактора не тільки на умови праці водія і навантаженість несучої системи, але і на формування навантажень у трансмісії.

Література

1. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В.С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.
2. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Дубинин Е.А. Оценка нагруженности катков с учетом перераспределения вертикальной нагрузки между бортами гусеничного трактора / Е.А. Дубинин, А.С. Полянский, А.Г. Хворост // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць. – 2009. – Вип. 80. – С. 79–86.
4. Кальченко Б.И. Нагруженность трансмиссии трактора типа Т-150 при управлении дрижении на пахоте / Б.И. Кальченко, Н.Е. Сергиенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексу. – 2016. – №5. – С. 95–100.
5. Кальченко Б.И. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні / Б.И. Кальченко, І.С. Чернявський, А.П. Кожушко // Технічний сервіс, агропромислового, лісового та транспортного комплексу: науковий журнал. – 2017. – № 8. – С. 49–54.

Reference

1. Shupljakov V.S. *Kolebanija i nagruzhennost' transmissii avtomobilja* [Oscillations and loading of the vehicle powertrain], Moscow, Transport Publ., 1974, 328 p.
2. Barskij I.B., Anilovich V.Ja., Kut'kov G.M. *Dinamika traktora* [Tractor dynamics], Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 280 p.
3. Dubinin E.A., Poljanskij A.S., Hvorost A.G. *Ocenka nagruzhennosti katkov s uchetom pereraspredelenija vertikal'noj nagruzki mezhdu bortami gusenichnogo traktora* [Evaluation of the loading of rollers taking into account the redistribution of the vertical load between the tracks of the caterpillar tractor], *Visnik HNTUSG im. P. Vasilenka* [Bulletin KNTUA them. P. Vasilenko], 2009, vol. 80, pp. 79–86.
4. Kal'chenko B.I., Sergienko N.E. *Nagruzhennost' transmissii traktora tipa T-150 pri upravljajemom dvizhenii na pahote* [Load-bearing capacity of the T-150 tractor transmission with controlled movement on the plow]. *Tekhnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksu* [Technical service of agroindustrial, forestry and transport complex], 2016, vol. 5, pp. 95–100.
5. Kal'chenko B.I., Chernyavs'kyy I.S., Kozhushko A.P. *Pidkhid do vyznachennya zavantazhenosti transmissiyi kolisnogo traktora pry vplyvi nerivnostey poverkhni* [Approach to determination of load of transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities]. *Tekhnichnyy servis, ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnogo kompleksu. Naukovyy zhurnal* [Scientific journal technical service, agroindustrial, forestry and transport complex], 2017, vol. 8, pp. 49–54.

Рецензент: С.М. Шуклінов, професор, д.т.н., ХНАДУ.